

P A T E N T

Atty. Dkt
032405R166

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Yoshinobu Yamazaki, et al.

Serial No.: To Be Assigned

Examiner: Unassigned

Filed: Herewith

Group Art Unit: Unassigned

For: DIFFERENTIAL APPARATUS

CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. §119

Commissioner For Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

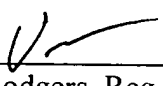
Sir :

The above-referenced patent application claims priority benefit from the foreign patent application listed below:

Application No. 2003-074437, filed in JAPAN on March 18, 2003

In support of the claim for priority, attached is a certified copy of the priority application.

Respectfully submitted,
SMITH, GAMBRELL & RUSSELL, LLP



Dennis C. Rodgers, Reg. No. 32,936
1850 M Street, NW – Suite 800
Washington, DC 20036
Telephone : 202/263-4300
Facsimile : 202/263-4329

Date : March 16, 2004

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

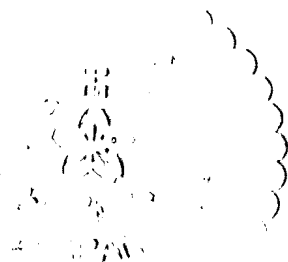
別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 3月18日
Date of Application:

出願番号 特願2003-074437
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP 2003-074437]

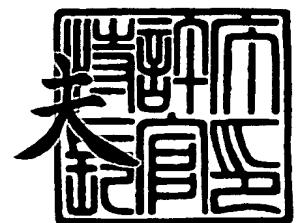
出願人 富士重工業株式会社
Applicant(s):



2003年12月26日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井 康



出証番号 出証特2003-3107862

【書類名】 特許願

【整理番号】 P-4358

【提出日】 平成15年 3月18日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 48/20

【発明者】

 【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号 富士重工業株式会
社内

 【氏名】 山崎 義暢

【発明者】

 【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号 富士重工業株式会
社内

 【氏名】 村上 守

【特許出願人】

 【識別番号】 000005348

 【氏名又は名称】 富士重工業株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100080001

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 筒井 大和

 【電話番号】 03-3366-0787

【選任した代理人】

 【識別番号】 100093023

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 小塚 善高

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 006909

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 デイファレンシャル装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 変速出力軸からの動力を第 1 の駆動輪と第 2 の駆動輪とに分配するデイファレンシャル装置であつて、

前記第 1 の駆動輪に連結される第 1 の駆動軸と、

前記第 2 の駆動輪に連結される第 2 の駆動軸と、

前記第 1 の駆動軸に設けられる被駆動ギヤと、

前記変速出力軸側に配置され、前記被駆動ギヤに噛み合う駆動ギヤとを有し、

前記駆動ギヤの隣り合う歯面を相互に異なる圧力角に形成し、

前記駆動ギヤの噛み合い方向に応じて変化する噛み合い反力により差動制限力を発生させることを特徴とするデイファレンシャル装置。

【請求項 2】 請求項 1 記載のデイファレンシャル装置において、

前記変速出力軸に連結されるデイファレンシャルケースと、

前記デイファレンシャルケースに収容され、前記第 1 の駆動軸に設けられる第 1 の被駆動ギヤに噛み合う第 1 の駆動ギヤと、

前記デイファレンシャルケースに収容され、前記第 2 の駆動軸に設けられる第 2 の被駆動ギヤに噛み合う第 2 の駆動ギヤと、

前記第 2 の駆動ギヤに一体に設けられ、前記第 1 の駆動ギヤに噛み合う中間ギヤとを有することを特徴とするデイファレンシャル装置。

【請求項 3】 請求項 1 記載のデイファレンシャル装置において、

前記第 2 の駆動軸に連結され、前記駆動ギヤを回転自在に支持するキャリアと

前記駆動ギヤに一体に設けられ、前記変速出力軸に設けられる出力ギヤに噛み合う中間ギヤとを有することを特徴とするデイファレンシャル装置。

【請求項 4】 請求項 1 記載のデイファレンシャル装置において、

前記駆動ギヤを収容し、前記変速出力軸に連結されるデイファレンシャルケースを有し、

前記第 1 の駆動軸に連結される第 1 の被駆動ギヤと、前記第 2 の駆動軸に連結

される第2の被駆動ギヤとの双方に前記駆動ギヤが噛み合うことを特徴とするデ
ィファレンシャル装置。

【請求項5】 請求項1～4のいずれか1項に記載のディファレンシャル装
置において、ドライブ時に動力を伝達する前記駆動ギヤの歯面を、コースト時に
動力が伝達される歯面よりも大きな圧力角に形成することを特徴とするディファ
レンシャル装置。

【請求項6】 請求項2または3に記載のディファレンシャル装置において、
前記駆動ギヤは円筒状に形成され、前記駆動ギヤに加えられるラジアル方向の噛
み合い反力により差動制限力を発生させることを特徴とするディファレンシャル
装置。

【請求項7】 請求項6に記載のディファレンシャル装置において、前記差動
制限力は前記駆動ギヤとこれを収容する前記ディファレンシャルケースの収容孔
とに生じる摩擦力であることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項8】 請求項6に記載のディファレンシャル装置において、前記差動
制限力は前記駆動ギヤとこれを支持する前記キャリアの支持軸とに生じる摩擦力
であることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項9】 請求項4に記載のディファレンシャル装置において、前記駆動
ギヤ、前記第1の被駆動ギヤおよび前記第2の被駆動ギヤはベベルギヤに形成さ
れ、前記第1および第2の被駆動ギヤに加えられるスラスト方向の噛み合い反力
により差動制限力を発生させることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項10】 請求項4または9に記載のディファレンシャル装置において
、前記第1の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に摩擦発生部材
を設け、前記第2の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に摩擦低
減部材を設けることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項11】 請求項4または9に記載のディファレンシャル装置において
、前記第1の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に第1の摩擦発
生部材を設け、前記第2の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に
前記第1の摩擦発生部材よりも小さな摩擦力を発生する第2の摩擦発生部材を設
けることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項 12】 請求項 10 または 11 記載のディファレンシャル装置において、前記第 1 の被駆動ギヤにはコースト時よりもドライブ時に大きなスラスト方向の噛み合い反力が加えられることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項 13】 請求項 10～12 のいずれか 1 項に記載のディファレンシャル装置において、前記摩擦発生部材は摩擦クラッチであることを特徴とするディファレンシャル装置。

【請求項 14】 請求項 10～12 のいずれか 1 項に記載のディファレンシャル装置において、前記摩擦発生部材はテーパリングであることを特徴とするディファレンシャル装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明はディファレンシャル装置に関し、特に、差動制限力を発生させるディファレンシャル装置に適用して有効な技術に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

エンジン出力を駆動輪に伝達する動力伝達系は、発進クラッチ、変速機、推進軸、ディファレンシャル装置などの種々の装置によって構成される。ディファレンシャル装置にはエンジンから動力が入力され、ディファレンシャル装置から駆動輪には走行状況に応じた動力が出力される。

【0003】

ディファレンシャル装置は差動機構を備えており、車両が旋回走行を行う際には、差動機構が左右駆動輪の回転差を吸収することで、車両の円滑な走行を可能とする。ディファレンシャル装置は、エンジンの動力により回転駆動されるディファレンシャルケース（以下、デフケースという。）と、デフケースに収容され駆動輪に連結される 2 つの差動大歯車と、2 つの差動大歯車に噛み合う差動小歯車とを備えている。デフケース内では、差動大歯車の回転抵抗に応じて差動小歯車が差動回転するため、差動大歯車の回転数や駆動トルクはその回転抵抗に応じて増減されることになる。なお、ディファレンシャル装置は、前輪または後

輪に設けることにより左右輪に動力を分配するだけでなく、変速機内に設けることにより前輪と後輪とに動力を分配することもできる。

【0004】

このようなディファレンシャル装置は、駆動輪の駆動抵抗の大きさに応じて差動回転して動力を分配する構造であるため、一方の駆動輪が雪道や凍結路などで滑ったときには、滑った駆動輪つまり駆動抵抗の少ない駆動輪に動力が多く分配され、車両を走行させるための動力が減少してしまうという問題がある。

【0005】

そこで、差動小歯車の差動回転を規制する差動制限機構を備え、低速回転側の駆動輪に動力を伝達するようにしたディファレンシャル装置が開発されている。この差動制限機構としては、デフケース内に摩擦トルクを発生させることにより差動回転を規制する摩擦式の差動制限機構や、デフケースと差動大歯車との回転数差に応じて抵抗トルクを発生させることにより差動回転を規制する回転数感应式の差動制限機構などがある。

【0006】

摩擦式の差動制限機構としては、差動大歯車と差動小歯車とをヘリカルギヤに形成し、スラスト方向に発生するヘリカルギヤの噛み合い反力により差動小歯車の端面とデフケースとの間に摩擦力を生じさせるとともに、ラジアル方向の噛み合い反力により差動小歯車の歯先とデフケースとの間に摩擦力を生じさせ、これらの摩擦力により差動制限力を発生させるものが開発されている（たとえば、特許文献1参照）。

【0007】

また、差動大歯車と差動小歯車とをベベルギヤを用いて形成し、差動大歯車とデフケースとの間にテーパリングを配置することにより、ベベルギヤの噛み合いによって差動大歯車に作用するスラスト方向の噛み合い反力を、大きな差動制限力に変換するようにした差動制限機構も開発されている（たとえば、特許文献2参照）。

【0008】

一方、回転数感应式の差動制限機構としては、差動大歯車とデフケースとをビ

スカスカップリングを用いて連結することにより、差動大歯車とデフケースとの回転差による粘性流体の剪断抵抗により差動制限力を発生させるようにしたものが開発されている。

【0009】

【特許文献1】

特開平6-101742号公報（第3頁、図1）

【0010】

【特許文献2】

特開平11-82680号公報（第3頁、図1）

【0011】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、これらの差動制限機構を備えたディファレンシャル装置にあっては、差動小歯車から差動大歯車に動力を伝達する時と、逆に差動大歯車から差動小歯車に動力を伝達する時とに、同様の噛み合い反力や剪断抵抗が発生することになる。つまり運転者がアクセルを踏み込んだドライブ時と、アクセルを離してエンジンプレーキが作動するコースト時とにおいて、ディファレンシャル装置に発生する差動制限力に差を設けることが困難となっている。

【0012】

たとえば、ドライブ時の差動制限力を小さくした場合には、発進時やコーナ脱出時における駆動トルクの流れにより加速性能が低下するおそれがある。これを解消するため、ドライブ時の差動制限力を大きく設定した場合には、加速性能を向上させるものの、コースト時の差動制限力も大きく設定されるため、コーナ進入時における旋回性能を低下させることになる。このように、ドライブ時とコースト時とに同様の差動制限力を発生させてしまうディファレンシャル装置では、ドライブ時とコースト時との双方において車両の動力性能を向上させることが困難であった。

【0013】

本発明の目的は、ドライブ時とコースト時との差動制限力に大きな差を生じさせることにより、車両の動力性能を向上させることにある。

【0014】**【課題を解決するための手段】**

本発明のディファレンシャル装置は、変速出力軸からの動力を第1の駆動輪と第2の駆動輪とに分配するディファレンシャル装置であって、前記第1の駆動輪に連結される第1の駆動軸と、前記第2の駆動輪に連結される第2の駆動軸と、前記第1の駆動軸に設けられる被駆動ギヤと、前記変速出力軸側に配置され、前記被駆動ギヤに噛み合う駆動ギヤとを有し、前記駆動ギヤの隣り合う歯面を相互に異なる圧力角に形成し、前記駆動ギヤの噛み合い方向に応じて変化する噛み合い反力により差動制限力を発生させることを特徴とする。

【0015】

本発明のディファレンシャル装置は、前記変速出力軸に連結されるディファレンシャルケースと、前記ディファレンシャルケースに収容され、前記第1の駆動軸に設けられる第1の被駆動ギヤに噛み合う第1の駆動ギヤと、前記ディファレンシャルケースに収容され、前記第2の駆動軸に設けられる第2の被駆動ギヤに噛み合う第2の駆動ギヤと、前記第2の駆動ギヤに一体に設けられ、前記第1の駆動ギヤに噛み合う中間ギヤとを有することを特徴とする。

【0016】

本発明のディファレンシャル装置は、前記第2の駆動軸に連結され、前記駆動ギヤを回転自在に支持するキャリアと、前記駆動ギヤに一体に設けられ、前記変速出力軸に設けられる出力ギヤに噛み合う中間ギヤとを有することを特徴とする。

【0017】

本発明のディファレンシャル装置は、前記駆動ギヤを収容し、前記変速出力軸に連結されるディファレンシャルケースを有し、前記第1の駆動軸に連結される第1の被駆動ギヤと、前記第2の駆動軸に連結される第2の被駆動ギヤとの双方に前記駆動ギヤが噛み合うことを特徴とする。

【0018】

本発明のディファレンシャル装置は、ドライブ時に動力を伝達する前記駆動ギヤの歯面を、コースト時に動力が伝達される歯面よりも大きな圧力角に形成する

ことを特徴とする。

【0019】

本発明のディファレンシャル装置は、前記駆動ギヤは円筒状に形成され、前記駆動ギヤに加えられるラジアル方向の噛み合い反力により差動制限力を発生させることを特徴とする。

【0020】

本発明のディファレンシャル装置は、前記差動制限力は前記駆動ギヤとこれを収容する前記ディファレンシャルケースの収容孔とに生じる摩擦力であることを特徴とする。

【0021】

本発明のディファレンシャル装置は、前記差動制限力は前記駆動ギヤとこれを支持する前記キャリアの支持軸とに生じる摩擦力であることを特徴とする。

【0022】

本発明のディファレンシャル装置は、前記駆動ギヤ、前記第1の被駆動ギヤおよび前記第2の被駆動ギヤはベベルギヤに形成され、前記第1および第2の被駆動ギヤに加えられるスラスト方向の噛み合い反力により差動制限力を発生させることを特徴とする。

【0023】

本発明のディファレンシャル装置は、前記第1の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に摩擦発生部材を設け、前記第2の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に摩擦低減部材を設けることを特徴とする。

【0024】

本発明のディファレンシャル装置は、前記第1の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に第1の摩擦発生部材を設け、前記第2の被駆動ギヤと前記ディファレンシャルケースとの間に前記第1の摩擦発生部材よりも小さな摩擦力を発生する第2の摩擦発生部材を設けることを特徴とする。

【0025】

本発明のディファレンシャル装置は、前記第1の被駆動ギヤにはコースト時よりもドライブ時に大きなスラスト方向の噛み合い反力が加えられることを特徴と

する。

【0026】

本発明のディファレンシャル装置は、前記摩擦発生部材は摩擦クラッチであることを特徴とする。

【0027】

本発明のディファレンシャル装置は、前記摩擦発生部材はテーパリングであることを特徴とする。

【0028】

本発明のディファレンシャル装置によれば、駆動ギヤの隣り合う歯面を相互に異なる圧力角で形成するようにしたので、被駆動ギヤと駆動ギヤとの噛み合い方向に応じて大きさの異なる噛み合い反力を発生させることができ、噛み合い反力による差動制限力に差を設定することができる。

【0029】

これにより、ドライブ時とコースト時とにおける差動制限力に大きな差を設定することができる。たとえば、ドライブ時に差動制限力を大きく設定し、コースト時に差動制限力を小さく設定するようにすると、相反する車両の旋回性能や加速性能などを高レベルで両立することができ、車両の動力性能を高めることができる。

【0030】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0031】

図1は本発明の一実施の形態であるディファレンシャル装置10、11を備えた車両の手動変速機12を示すスケルトン図である。図1に示すように、この手動変速機12は、エンジン13に連結される入力軸14と、これに平行となって駆動輪に連結される変速出力軸としての出力軸15とを有しており、これらは車両の進行方向を向いてトランスミッションケース16内に組み込まれている。この手動変速機12は、縦置きに配置され4輪駆動車に適用される。

【0032】

エンジン動力を出力するクランク軸 17 は、発進クラッチ 18 を介して入力軸 14 に連結されている。入力軸 14 には、第 1 速と第 2 速の変速ギヤ 21a, 22a が固定され、第 3 速から第 5 速までの変速ギヤ 23a ~ 25a が回転自在に取り付けられている。出力軸 15 には、第 1 速と第 2 速の変速ギヤ 21b, 22b が回転自在に取り付けられ、第 3 速から第 5 速までの変速ギヤ 23b ~ 25b が固定されている。入力軸 14 に設けられる駆動側の変速ギヤ 21a ~ 25a は、出力軸 15 に設けられる被駆動側の変速ギヤ 21b ~ 25b に噛み合っ第 1 速から第 5 速の変速ギヤ列を形成する。これらの変速ギヤ列を動力伝達状態に切り換える際には、運転者の操作によりシンクロメッシュ機構が作動される。

【0033】

変速ギヤ列を経て変速されるエンジン動力は、出力軸 15 からセンタディファレンシャル装置 10 に入力される。センタディファレンシャル装置 10 を介して出力軸 15 に連結される前輪出力軸 30 は、中空軸となった出力軸 15 の内部に組み込まれている。手動変速機 12 の前方に延びる前輪出力軸 30 の端部にはフロントディファレンシャル装置 11 が連結されており、フロントディファレンシャル装置 11 を介して前輪と前輪出力軸 30 とは連結される。また、センタディファレンシャル装置 10 を介して出力軸 15 に連結される後輪出力軸 31 は、2 つの伝達ギヤ 32, 33 を介して後輪駆動軸 34 に連結されている。この後輪駆動軸 34 は手動変速機 12 から車両の後方に延びて設けられており、図示しないリヤディファレンシャル装置を介して後輪に連結される。

【0034】

このように、変速されたエンジン動力は、センタディファレンシャル装置 10 を介して前輪と後輪とに分配され、フロントディファレンシャル装置 11 またはリヤディファレンシャル装置を介して前輪または後輪の左右輪にそれぞれ分配される。

【0035】

図 2 は図 1 のフロントディファレンシャル装置 11 を示す断面図であり、このフロントディファレンシャル装置 11 は本発明の一実施の形態としてのディファレンシャル装置である。図 2 に示すように、フロントディファレンシャル装置 1

1 は、リングギヤ 35 が固定されるディファレンシャルケース 36（以下、デフケース 36 という。）を備えており、このデフケース 36 内部には、左右の駆動輪にそれぞれ連結される被駆動ギヤつまり差動大歯車としてのサイドギヤ 37、38 と、2 つのサイドギヤ 37、38 に噛み合う駆動ギヤつまり差動小歯車としてのピニオンギヤ 39、40 とが回転自在に収容されている。これらのサイドギヤ 37、38 およびピニオンギヤ 39、40 は円筒状のヘリカルギヤに形成されている。

【0036】

デフケース 36 はケース本体 36a とケースカバー 36b とを備えている。ケース本体 36a は複数のサイドギヤ 37、38 およびピニオンギヤ 39、40 を収容しており、ケースカバー 36b にはリングギヤ 35 が固定されている。このリングギヤ 35 は前輪出力軸 30 の先端に設けられるドライブピニオンギヤ 41 に噛み合っており、デフケース 36 は出力軸 15 から前輪出力軸 30 に伝達される動力によって回転駆動されることになる。

【0037】

デフケース 36 に収容される 2 つのサイドギヤ 37、38 はそれぞれに中空の軸部 41、42 を備えており、サイドギヤ 37、38 は軸部 41、42 を介して回転自在にデフケース 36 に支持されている。また、サイドギヤ 37 の端面には嵌合孔 43 が形成される一方、対面するサイドギヤ 38 の端面には嵌合軸 44 が形成されており、嵌合孔 43 に嵌合軸 44 が嵌合することによってサイドギヤ 37、38 の自由端を相互に支持している。それぞれのサイドギヤ 37、38 の軸部 41、42 には第 1 および第 2 の駆動軸としての前輪駆動軸 45、46 がスプライン結合によって連結されており、これらの前輪駆動軸 45、46 はデフケース 36 に回転自在に支持されている。前輪駆動軸 45 は第 1 の駆動輪である左側前輪に連結される一方、前輪駆動軸 46 は第 2 の駆動輪である右側前輪に連結される。また、サイドギヤ 37、38 の端面とデフケース 36 との間にはスラストワッシャ 47、48 が装着されており、2 つのサイドギヤ 37、38 の間にもスラストワッシャ 49 が装着されている。

【0038】

図2に示すように、ケース本体36aにはサイドギヤ37、38の径方向外方に複数の収容孔50、51が軸方向に伸びて形成されており、長い収容孔50と短い収容孔51とは周方向に隣り合って一組の収容孔を形成する。この一組の収容孔は周方向に等間隔に並んで複数組が形成される。一組の収容孔を形成する長短の収容孔50、51にはそれぞれピニオンギヤ39、40が回転自在に収容されており、これらのピニオンギヤ39、40は収容孔50、51の内周面に摺接することによって保持されている。

【0039】

長い収容孔50に収容される第2の駆動ギヤとしてのピニオンギヤ40は、第2の被駆動ギヤであるサイドギヤ38に噛み合っている。ピニオンギヤ40には連結軸52を介して中間ギヤとしてのピニオンギヤ53が一体に設けられており、このピニオンギヤ53もヘリカルギヤに形成されている。また、短い収容孔51に収容される第1の駆動ギヤとしてのピニオンギヤ39は、ピニオンギヤ53に噛み合うとともに第1の被駆動ギヤであるサイドギヤ37に噛み合っている。つまり、サイドギヤ37、38は3つのピニオンギヤ39、40、53を介して連結されており、一方のサイドギヤ37を回転させると、3つのピニオンギヤ39、40、53を介して他方のサイドギヤ38が逆回転するようになっている。なお、デフケース36には外部と貫通する潤滑油供給孔54が形成されており、デフケース36の回転に伴って変速機内の潤滑油が各収容孔50、51に供給され、各ギヤの潤滑が行われる。

【0040】

以下、フロントディファレンシャル装置11の作動について説明する。まず、前輪出力軸30からの動力によってデフケース36が回転駆動されると、収容孔50、51に保持されたピニオンギヤ39、40、53がデフケース36とともに公転する。ピニオンギヤ39、40、53の公転はこれに噛み合う2つのサイドギヤ37、38に伝達されるため、デフケース36の回転がピニオンギヤ39、40、53とサイドギヤ37、38とを介して駆動輪に伝達される。この状態においては左右の駆動輪に等しい駆動トルクが分配される。

【0041】

たとえば、旋回走行を行う際や、雪道や凍結路を走行する際などには、左右の駆動輪に生ずる転がり抵抗が異なるため、左右の駆動輪は抵抗に応じて回転数を増減させようとする。ここで、ピニオンギヤ39, 40, 53の差動回転を介して2つのサイドギヤ37, 38は相対回転自在となるため、転がり抵抗の大きな駆動輪の回転数を下げる一方、転がり抵抗の小さな駆動輪の回転数を上げることが可能となる。これにより、駆動輪の不要な滑りを防止することができ、安定した走行性能を発揮することができる。

【0042】

また、フロントディファレンシャル装置11は、ピニオンギヤ39, 40, 53の差動回転を制限することによりサイドギヤ37, 38の相対回転を制限する差動制限力を発生させることができる。サイドギヤ37, 38とピニオンギヤ39, 40, 53とはヘリカルギヤによって形成されるため、噛み合いによってスラスト方向とラジアル方向とに噛み合い反力を発生する。ここで、図3(A)はスラスト方向に作用する噛み合い反力を示す概略図であり、図3(B)はラジアル方向に作用する噛み合い反力を示す概略図である。

【0043】

図3(A)に示すように、ピニオンギヤ39, 40, 53とサイドギヤ37, 38との噛み合いにより、各ギヤには矢印で示すスラスト方向の噛み合い反力が発生する。この噛み合い反力はデフケース36の収容孔50, 51とピニオンギヤ53, 39の端面との間において摩擦力を発生させ、この摩擦力は差動制限力となる。なお、図3(A)に示すスラスト反力は、図2に示す矢印A方向にデフケース36を回転駆動させた際のスラスト反力である。

【0044】

また、図3(B)に示すように、ピニオンギヤ39, 40, 53とサイドギヤ37, 38との噛み合いにより、ピニオンギヤ39, 40, 53には矢印で示すラジアル方向の噛み合い反力が発生する。この噛み合い反力はデフケース36の収容孔50, 51とピニオンギヤ39, 40, 53の歯先との間において摩擦力を発生させ、この摩擦力は差動制限力となる。

【0045】

図4は図2のB-B線に沿ってサイドギヤ38とピニオンギヤ40との噛み合いを示す概略図であり、図4に示す白抜きの矢印は、前進走行のアクセルオン時であるドライブ時にピニオンギヤ40がサイドギヤ38を押し付ける方向と、アクセルオフ時であるコースト時にサイドギヤ38がピニオンギヤ40を押し付ける方向とを示している。図4に示すように、ドライブ時にはピニオンギヤ40からサイドギヤ38に動力が伝達されるため、ピニオンギヤ40の歯面40aとサイドギヤ38の歯面38aとが接触する一方、コースト時にはサイドギヤ38からピニオンギヤ40に動力が伝達されるため、ピニオンギヤ40の歯面40bとサイドギヤ38の歯面38bとが接触することになる。

【0046】

続いて、図4に示すように、駆動ギヤであるピニオンギヤ40の歯形は、その圧力角が表面と裏面とで非対称になるように形成されている。つまりピニオンギヤ40の隣り合う歯面である歯面40aと歯面40bとは圧力角が異なるように形成されている。また、サイドギヤ38の歯形についても、ピニオンギヤ40に対応するように歯面38aと歯面38bとにおける圧力角が異なって形成されており、ドライブ時に接触する歯面38a、40aの圧力角は、コースト時に接触する歯面38b、40bの圧力角よりも大きく形成されている。なお、ピニオンギヤ40とサイドギヤ38との歯形に限らず、ピニオンギヤ39とサイドギヤ37との歯形についても、圧力角が表面と裏面とにおいて非対称に形成される。

【0047】

以下、このようなピニオンギヤ40とサイドギヤ38との噛み合いによって生ずるラジアル方向の噛み合い反力について説明する。ドライブ時には歯面40aから歯面38aに動力が伝達されるため、図4に矢印Drで示すラジアル方向の噛み合い反力が発生する。一方、コースト時には歯面38bから歯面40bに動力が伝達されるため、矢印Coで示すラジアル方向の噛み合い反力が発生する。

【0048】

つまり、図4に示すように、ドライブ時には、大きな圧力角が設定された歯面38aと歯面40aとの噛み合いからラジアル反力Coよりも大きなラジアル反力Drが発生する一方、コースト時には、小さな圧力角が設定された歯面38b

と歯面 40b との噛み合いからラジアル反力 D_r よりも小さなラジアル反力 C_o が発生することになる。このラジアル反力 D_r , C_o は、図 3 (B) に示すように、デフケース 36 の収容孔 50 とピニオンギヤの歯先との間において差動制限力を発生させるため、ドライブ時とコースト時の差動制限力に差を設けることが可能となる。

【0049】

これまで説明したように、ドライブ時とコースト時において共に発生するスラスト反力に加えて、ドライブ時には大きなラジアル反力 D_r が発生し、コースト時には小さなラジアル反力 C_o が発生する。これらの反力は各ギヤとデフケース 36 との間において差動制限力を発生させるため、コースト時に比べてドライブ時の差動制限力を大きく設定することができる。

【0050】

このように差動制限力を設定すると、相反する車両の旋回性能や加速性能などを高レベルで両立することができ、車両の動力性能を高めることができる。つまり、コースト時の差動制限力を小さく設定することにより、たとえば、コーナ進入時のようなアクセルオフ時にディファレンシャル装置 11 の差動制限力を小さくすることができる。これにより、車両の旋回挙動を妨げる要素を減少することができ、車両の回頭性などの旋回性能を向上させることができる。

【0051】

また、コースト時の差動制限力を小さく設定した場合であっても、ドライブ時の差動制限力を大きく設定することができ、たとえば、発進時やコーナ脱出時のようなアクセルオン時にディファレンシャル装置 11 の差動制限力を大きくすることができる。これにより、駆動輪に対する駆動トルクの抜けを防止し、安定した加速性能を得ることができる。

【0052】

さらに、コースト時には不要な差動制限力を低減させることができ、燃費を向上させることができる。また、差動制限力の低減により駆動輪の回転数や駆動トルクを個々に制御することが可能となるため、アンチロックブレーキシステムの作動を妨げることをないディファレンシャル装置 11 とすることができる。

【0053】

さらにまた、新たな機構を設けることなく、ピニオンギヤ39, 40の圧力角を非対称とするだけのディファレンシャル装置11であるため、車両の動力性能を高めながら、ディファレンシャル装置11の高コスト化を抑制することができる。

【0054】

図5は図1のセンタディファレンシャル装置10を示す断面図であり、このセンタディファレンシャル装置10は本発明の他の実施の形態としてのディファレンシャル装置である。まず、図1に示すように、変速機の出力軸15と前輪出力軸30および後輪出力軸31との間には、第1の駆動輪である後輪と第2の駆動輪である前輪とに動力を分配するセンタディファレンシャル装置10が装着されている。このセンタディファレンシャル装置10は複合遊星歯車式であり、変速出力軸である出力軸15の端部には出力ギヤであるサンギヤ60が設けられ、第1の駆動軸である後輪出力軸31には被駆動ギヤつまり差動大歯車としてのサンギヤ61が設けられている。

【0055】

サンギヤ60, 61の径方向外方には、サンギヤ60に噛み合う中間ギヤとしてのピニオンギヤ62と、サンギヤ61に噛み合う駆動ギヤつまり差動小歯車としてのピニオンギヤ63とが設けられており、これらのピニオンギヤ62, 63は一体に設けられ一体型ピニオンギヤ64を形成する。この一体型ピニオンギヤ64は周方向に並んで複数配置されており、一体型ピニオンギヤ64はキャリア65に支持軸66を介して回転自在に支持されている。キャリア65には中空の連結軸67を介して第2の駆動軸である前輪出力軸30が連結されており、キャリア65の回転がそのまま前輪出力軸30の回転となる。なお、ピニオンギヤ62, 63は円筒状のはずば歯車であるヘリカルギヤに形成されているが、平歯車であるスパークギヤに形成しても良い。

【0056】

変速された動力が出力軸15からサンギヤ60に入力されると、サンギヤ60, 61およびピニオンギヤ62, 63の噛み合いピッチ半径に応じて、キャリア

65と後輪出力軸31とに駆動トルクが配分される。キャリア65から前輪出力軸30を介して前輪に動力が伝達され、後輪出力軸31から後輪駆動軸34を介して後輪に動力が伝達される。また、一体型ピニオンギヤ64が遊星回転することにより、車両旋回時などにおける前輪と後輪との回転差を差動吸収することができる。

【0057】

また、サンギヤ61の両側には、サンギヤ61の噛み合いによるスラスト力により後輪出力軸31とキャリア65とを連結する摩擦部材68、69がそれぞれ設けられており、後輪出力軸31とキャリア65との間には、皿ばね70aのばね力により後輪出力軸31とキャリア65とを連結する差動制限クラッチ70が設けられている。摩擦部材68または摩擦部材69に生ずる摩擦力、そして差動制限クラッチ70に生ずる摩擦力によって、後輪出力軸31とキャリア65との相対回転は規制されるため、これらの摩擦力は一体型ピニオンギヤ64の遊星回転を規制する差動制限力となる。

【0058】

なお、図示するセンタディファレンシャル装置10は、後輪側に多くの駆動トルクを配分することによって後輪駆動車の特性に近づけたセンタディファレンシャル装置10であり、一体型ピニオンギヤ64の遊星回転を制限することにより、前輪側に供給される駆動トルクの割合を増加することができる。

【0059】

このようなセンタディファレンシャル装置10に組み込まれたピニオンギヤ62、63の歯形は、前述のフロントディファレンシャル装置11のピニオンギヤ39、40と同様に、その圧力角が表面と裏面とで非対称になるように形成される。また、ピニオンギヤ62、63に噛み合うサンギヤ60、61の歯形についても、ピニオンギヤ62、63に対応するように圧力角が非対称に形成される。これらの圧力角のうち、ドライブ時に接触する各歯面における圧力角は、コースト時に接触する各歯面の圧力角よりも大きく形成される。なお、ドライブ時には、サンギヤ60から一体型ピニオンギヤ64を介してサンギヤ61に動力が伝達される状態となり、コースト時には、サンギヤ61から一体型ピニオンギヤ64

を介してサンギヤ 60 に動力が伝達される状態となる。

【0060】

従って、ドライブ時には一体型ピニオンギヤ 64 に対してラジアル方向の噛み合い反力が大きく作用するのに対して、コースト時にはラジアル方向の噛み合い反力がドライブ時に比べて小さく作用することになる。このラジアル反力は、一体型ピニオンギヤ 64 の内径と支持軸 66 との接触面における摩擦力を高めるため、キャリア 65 に対する一体型ピニオンギヤ 64 の自転を制限する力となる。また、一体型ピニオンギヤ 64 の自転を制限することは、サンギヤ 60, 61 の周囲を公転する一体型ピニオンギヤ 64 の遊星回転を制限することになるため、一体型ピニオンギヤ 64 と支持軸 66 との間の摩擦力は差動制限力となる。つまり、ドライブ時にはコースト時に比べて大きな差動制限力を、一体型ピニオンギヤ 64 と支持軸 66 との間に発生させることができる。

【0061】

センタディファレンシャル装置 10 の差動制限力をドライブ時とコースト時で変化させることにより、コーナ進入時のようなアクセルオフ時にディファレンシャル装置の差動制限力を小さくすることができる。これにより、前輪と後輪との回転差を差動吸収することができ、車両の旋回性能を向上させることができる。特に、前後輪に不等トルクを分配することで後輪駆動車の特性に近づけるようにした複合遊星歯車式のセンタディファレンシャル装置 10 の利点を、旋回走行時に十分に発揮させることが可能となる。

【0062】

また、発進時やコーナ脱出時のようなアクセルオン時にディファレンシャル装置の差動制限力を大きくすることができる。これにより、一体型ピニオンギヤ 64 の遊星回転を制限することができ、前輪と後輪とに十分な動力を伝達することができるため、4 輪駆動車としての安定した加速性能を発揮させることが可能となる。

【0063】

図 6 は本発明の他の実施の形態であるフロントディファレンシャル装置 71 を示す断面図である。図 6 に示すように、フロントディファレンシャル装置 71 は

、リングギヤ 35 が固定されるディファレンシャルケース 72 (以下、デフケース 72 という。) を備えており、このデフケース 72 内部には、左右の駆動輪にそれぞれ連結される被駆動ギヤとしてのサイドギヤ 73, 74 と、2つのサイドギヤ 73, 74 に噛み合う駆動ギヤとしてのピニオンギヤ 75 とが回転自在に收容されている。これらのサイドギヤ 73, 74 とピニオンギヤ 75 とはベベルギヤに形成されている。

【0064】

デフケース 72 はケース本体 72 a とケースカバー 72 b とを備えている。ケース本体 72 a は複数のサイドギヤ 73, 74 およびピニオンギヤ 75 を收容しており、ケースカバー 72 b にはリングギヤ 35 が固定されている。このリングギヤ 35 は前輪出力軸 30 の先端に設けられるドライブピニオンギヤ 41 に噛み合せて設けられており、デフケース 72 は出力軸 15 から前輪出力軸 30 に伝達される動力によって回転駆動されることになる。

【0065】

デフケース 72 に收容される第 1 および第 2 の被駆動ギヤとしてのサイドギヤ 73, 74 はそれぞれにスプライン孔 76, 77 が形成されている。それぞれのスプライン孔 76, 77 には第 1 および第 2 の駆動軸としての前輪駆動軸 78, 79 がスプライン結合によって連結されており、これらの前輪駆動軸 78, 79 はデフケース 72 に回転自在に支持されている。前輪駆動軸 78 は第 1 の駆動輪である右側前輪に連結される一方、前輪駆動軸 79 は第 2 の駆動輪である左側前輪に連結される。

【0066】

ケース本体 72 a 内にはピニオン軸 80 が嵌合されており、ピニオンギヤ 75 はピニオン軸 80 により回転自在に支持されている。ピニオンギヤ 75 は 2つのサイドギヤ 73, 74 の双方に噛み合せて設けられており、一方のサイドギヤ 73 を回転させると、ピニオンギヤ 75 を介して他方のサイドギヤ 74 が逆回転するようになっている。

【0067】

また、デフケース 72 とサイドギヤ 73, 74 との間には、摩擦発生部材であ

る多板クラッチ 81, 82 が設けられており、これらの多板クラッチ 81, 82 は交互に重ねられた複数のフリクションプレート 81a, 82a とフリクションディスク 81b, 82b とを備えた摩擦クラッチとなっている。多板クラッチ 81, 82 のフリクションプレート 81a, 82a はデフケース 72 に軸方向移動自在に装着される一方、フリクションディスク 81b, 82b はサイドギヤ 73, 74 のそれぞれに軸方向移動自在に装着されている。

【0068】

以下、フロントディファレンシャル装置 71 の作動について説明する。まず、前輪出力軸 30 からの動力によってデフケース 72 が回転駆動されると、ピニオン軸 80 に支持されたピニオンギヤ 75 がデフケース 72 とともに公転する。ピニオンギヤ 75 の公転はこれに噛み合う 2 つのサイドギヤ 73, 74 に伝達されるため、デフケース 72 の回転がピニオンギヤ 75 とサイドギヤ 73, 74 とを介して駆動輪に伝達される。この状態においては、左右の駆動輪に等しい駆動トルクが伝達されている。また、旋回走行を行う際などには、サイドギヤ 73, 74 が相対回転自在となっているため、転がり抵抗の大きな駆動輪の回転数を下げ一方、転がり抵抗の小さな駆動輪の回転数を上げることが可能となる。これにより、駆動輪間の差動回転を容易に許容することができ、安定した旋回性能を発揮させることができる。

【0069】

また、フロントディファレンシャル装置 71 は、サイドギヤ 73, 74 の相対回転を制限するため差動制限力を発生させることができる。続いて、差動制限力の発生過程について説明する。図 7 (A) および (B) はそれぞれ図 6 の矢印 A 方向から見たピニオンギヤ 75 とサイドギヤ 73, 74 との噛み合い状態を示す概略図であり、(A) はドライブ時の噛み合い状態を示し、(B) はコースト時の噛み合い状態を示している。

【0070】

図 7 (A) に示すように、駆動ギヤであるピニオンギヤ 75 の歯形は、その圧力角が表面と裏面とで非対称になるように形成されている。つまりピニオンギヤの隣り合う歯面である歯面 75a と歯面 75b とは、それぞれ圧力角が異なるよ

うに形成されている。また、サイドギヤ 73, 74 の歯形についても、ピニオンギヤ 75 に対応するように歯面 73 a, 74 a と歯面 73 b, 74 b とにおける圧力角が異なって形成されている。なお、ピニオンギヤ 75 の歯面 75 a は歯面 75 b に比べて圧力角が大きく設けられており、サイドギヤ 73, 74 についても歯面 73 a, 74 a は歯面 73 b, 74 b に比べて圧力角が大きく設けられている。

【0071】

図 7 (A) に示すように、ピニオンギヤ 75 からサイドギヤ 73, 74 に動力伝達が行われるドライブ時には、サイドギヤ 73 側ではピニオンギヤ 75 の歯面 75 a からサイドギヤ 73 の歯面 73 a に動力が伝達されるのに対して、サイドギヤ 74 側ではピニオンギヤ 75 の歯面 75 b からサイドギヤ 74 の歯面 74 b に動力が伝達される。このとき、サイドギヤ 73 には図 7 (A) に矢印 D r 1 で示すスラスト方向の噛み合い反力が発生するのに対して、サイドギヤ 74 には矢印 D r 2 で示すスラスト方向の噛み合い反力が発生する。つまり、ドライブ時には、サイドギヤ 73 に対してサイドギヤ 74 よりも大きなスラスト反力が加えられる。

【0072】

また、図 7 (B) に示すように、サイドギヤ 73, 74 からピニオンギヤ 75 に動力伝達が行われるコースト時には、サイドギヤ 73 側ではサイドギヤ 73 の歯面 73 b からピニオンギヤ 75 の歯面 75 b に動力が伝達されるのに対して、サイドギヤ 74 側ではサイドギヤ 74 の歯面 74 a からピニオンギヤ 75 の歯面 75 a に動力が伝達される。このとき、サイドギヤ 73 には図 7 (B) に矢印 C o 1 で示すスラスト方向の噛み合い反力が発生するのに対して、サイドギヤ 74 には矢印 C o 2 で示すスラスト方向の噛み合い反力が発生する。つまり、コースト時には、サイドギヤ 73 に対してサイドギヤ 74 よりも小さなスラスト反力が加えられる。

【0073】

ここで、図 6 に示すように、サイドギヤ 73 とデフケース 72 との間に装着される多板クラッチ 81 に比べて、サイドギヤ 74 とデフケース 72 との間に装着

される多板クラッチ 82 は、少ない枚数のフリクションプレート 82a やフリクションディスク 82b によって形成されるため、第 2 の摩擦発生部材である多板クラッチ 82 は、第 1 の摩擦発生部材である多板クラッチ 81 に比べて摩擦力つまり伝達トルク容量が少なく設定されている。

【0074】

このため、ドライブ時には、伝達トルク容量の大きな多板クラッチ 81 に大きなスラスト反力 D_r1 が押圧力として加えられ、伝達トルク容量の小さな多板クラッチ 82 に小さなスラスト反力 D_r2 が加えられる。一方、コースト時には、伝達トルク容量の大きな多板クラッチ 81 に小さなスラスト反力 C_o1 が押圧力として加えられ、伝達トルク容量の小さな多板クラッチ 82 に大きなスラスト反力 C_o2 が加えられる。従って、双方の多板クラッチ 81, 82 に生じる摩擦力つまり差動制限力は、コースト時よりもドライブ時の方が大きな力となり、コースト時に比べてドライブ時に大きな差動制限力を発生させることが可能となる。

【0075】

なお、サイドギヤ 74 側に伝達トルク容量の小さな多板クラッチ 82 を設けるようにしているが、摩擦発生部材である多板クラッチ 82 に代えて、摩擦低減部材であるスラストベアリングやスラストワッシャを設けるようにしても良い。これにより、ドライブ時とコースト時との差動制限力に更に大きな差を設定することができる。

【0076】

また、摩擦発生部材としては、多板クラッチ 81, 82 に限られることなく、単板クラッチであっても良く、湿式や乾式であっても良い。なお、単板クラッチにおいては、外形寸法や内径寸法を変更することにより摩擦力の大きさを変更することができる。

【0077】

図 8 は本発明の他の実施の形態であるフロントディファレンシャル装置 91 を示す断面図である。図 8 においては図 6 に示された部材と共通する部材には、同一の符号を付してその説明を省略する。

【0078】

図8に示すように、ディファレンシャルケース92（以下、デフケース92という。）内に回転自在に収容される第1および第2の被駆動ギヤとしての2つのサイドギヤ93, 94には、それぞれ前輪駆動軸78, 79がスプライン結合されている。このサイドギヤ93, 94はベベルギヤに形成されており、サイドギヤ93, 94の一端面にはピニオンギヤ75に噛み合う歯が形成されている。また、サイドギヤ93の他端面にはテーパ面93aが形成されており、このサイドギヤ93を収容するデフケース92の内周面には、サイドギヤ93のテーパ面93aに対応するテーパ面92aが形成されている。

【0079】

また、サイドギヤ93とデフケース92との間には、それぞれのテーパ面92a, 93aに接触自在に摩擦発生部材としてのテーパリング95が装着されており、サイドギヤ94とデフケース92との間には、摩擦低減部材としてのスラストワッシャ96が装着されている。つまりスラストワッシャ96よりも摩擦力つまり伝達トルク容量の大きなテーパリング95がサイドギヤ93側に設けられている。

【0080】

ピニオンギヤ75とサイドギヤ93, 94の歯形は、図6に示すフロントディファレンシャル装置71と同様に、圧力角が非対称となって形成されており、ドライブ時にはサイドギヤ93側に大きなスラスト反力が加えられる一方、コースト時にはサイドギヤ94側に大きなスラスト反力が加えられるようになっている。

【0081】

従って、ドライブ時には、伝達トルク容量の大きなテーパリング95に大きなスラスト反力が押圧力として加えられ、伝達トルク容量の小さなスラストワッシャ96に小さなスラスト反力が加えられる。一方、コースト時には、伝達トルク容量の大きなテーパリング95に小さなスラスト反力が加えられ、伝達トルク容量の小さなスラストワッシャ96に大きなスラスト反力が加えられる。このため、テーパリング95に生じる摩擦力つまり差動制限力は、コースト時よりもドライブ時の方が大きな力となり、コースト時に比べてドライブ時に大きな差動制限

力を発生させることが可能となる。

【0082】

なお、サイドギヤ94側に設けられるスラストワッシャ96に代えて摩擦低減部材であるスラストベアリングを装着するようにしても良く、サイドギヤ93側に設けられるテーパリング95よりも、伝達トルク容量の小さなテーパリングを設けるようにしても良いことは言うまでもない。

【0083】

これまで説明したように、ピニオンギヤ39, 40, 63, 75の隣り合う歯面を相互に異なる圧力角に形成したディファレンシャル装置10, 11, 71, 91を用いるようにすると、ドライブ時とコースト時における差動制限力に大きな差を設定することができる。特に、ドライブ時に差動制限力を大きく設定し、コースト時に差動制限力を小さく設定するようにすると、相反する車両の旋回性能や加速性能などを高レベルで両立することができ、車両の動力性能を高めることができる。

【0084】

また、新たな機構を設けることなく、ピニオンギヤ39, 40, 63, 75の圧力角を非対称とするだけのディファレンシャル装置10, 11, 71, 91であるため、車両の動力性能を高めながら、ディファレンシャル装置10, 11, 71, 91の高コスト化を抑制することができる。

さらに、コースト時の不要な差動制限力を抑制することができるため、車両の燃費性能を向上させることができ、アンチロックブレーキシステムの性能をも向上させることができる。

【0085】

本発明は前記実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることはいうまでもない。たとえば、図2、図6、図8に示したフロントディファレンシャル装置11, 71, 91は、後輪の左右輪に動力を分配するリヤディファレンシャル装置として使用しても良く、リングギヤ35のギヤ形状を変更するか、デフケースに変速機からの出力を入力することにより、前輪と後輪とに動力を分配するセンタディファレンシャル装置として使用す

ることもできる。

【0086】

また、図1に示す変速機は4輪駆動車用の手動変速機12であるが、前輪駆動車用や後輪駆動車用の手動変速機であっても良く、変速機としては手動変速機に限定されることはなく、自動変速機や無段変速機など他の変速機に本発明のディファレンシャル装置を組み込むようにしても良い。

【0087】

なお、アクセルオン時をドライブ時とする一方、アクセルオフ時をコースト時として説明したが、ドライブ時とコースト時とは各ギヤの噛み合う歯面に応じて定められるものであり、たとえば、後退時においてアクセルを踏み込んだときには、前述のコースト時と同様の噛み合い反力が発生することは言うまでもない。

【0088】

【発明の効果】

本発明によれば、駆動ギヤの隣り合う歯面を相互に異なる圧力角で形成するようにしたので、被駆動ギヤと駆動ギヤとの噛み合い方向に応じて大きさの異なる噛み合い反力を発生させることができ、噛み合い反力による差動制限力に差を設定することができる。

【0089】

これにより、ドライブ時とコースト時における差動制限力に大きな差を設定することができる。たとえば、ドライブ時に差動制限力を大きく設定し、コースト時に差動制限力を小さく設定するようにすると、相反する車両の旋回性能や加速性能などを高レベルで両立することができ、車両の動力性能を高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の一実施の形態であるディファレンシャル装置を備えた手動変速機を示すスケルトン図である。

【図2】

図1のフロントディファレンシャル装置を示す断面図である。

【図 3】

(A) はスラスト方向に作用する噛み合い反力を示す概略図であり、(B) はラジアル方向に作用する噛み合い反力を示す概略図である。

【図 4】

図 2 の B-B 線に沿ってサイドギヤとピニオンギヤとの噛み合いを示す概略図である。

【図 5】

図 1 のセンタディファレンシャル装置を示す断面図である。

【図 6】

本発明の他の実施の形態であるディファレンシャル装置を示す断面図である。

【図 7】

(A) および (B) はそれぞれ図 6 の矢印 A 方向から見たピニオンギヤとサイドギヤとの噛み合い状態を示す概略図である。

【図 8】

本発明の他の実施の形態であるディファレンシャル装置を示す断面図である。

【符号の説明】

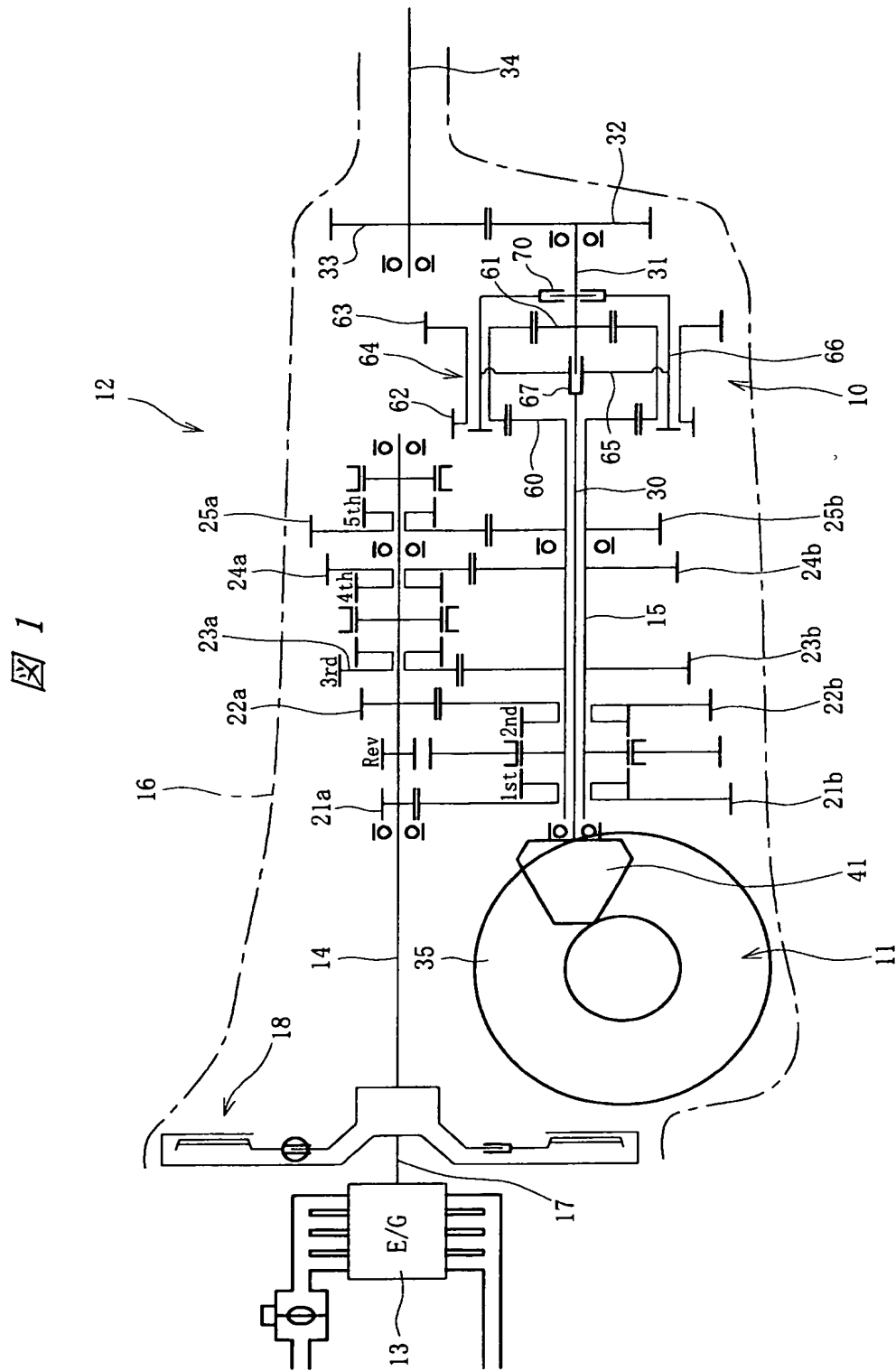
- 10 センタディファレンシャル装置 (ディファレンシャル装置)
- 11 フロントディファレンシャル装置 (ディファレンシャル装置)
- 15 出力軸 (変速出力軸)
- 30 前輪出力軸 (第 2 の駆動軸)
- 31 後輪出力軸 (第 1 の駆動軸)
- 36 ディファレンシャルケース
- 37 サイドギヤ (被駆動ギヤ, 第 1 の被駆動ギヤ)
- 38 サイドギヤ (被駆動ギヤ, 第 2 の被駆動ギヤ)
- 39 ピニオンギヤ (駆動ギヤ, 第 1 の駆動ギヤ)
- 40 ピニオンギヤ (駆動ギヤ, 第 2 の駆動ギヤ)
- 40a, 40b 歯面
- 45 前輪駆動軸 (第 1 の駆動軸)
- 46 前輪駆動軸 (第 2 の駆動軸)

- 5 0 収容孔
- 5 1 収容孔
- 5 3 ピニオンギヤ（中間ギヤ）
- 6 0 サンギヤ（出力ギヤ）
- 6 1 サンギヤ（被駆動ギヤ）
- 6 2 ピニオンギヤ（中間ギヤ）
- 6 3 ピニオンギヤ（駆動ギヤ）
- 6 5 キャリア
- 6 6 支持軸
- 7 1 フロントディファレンシャル装置（ディファレンシャル装置）
- 7 2 ディファレンシャルケース
- 7 3 サイドギヤ（被駆動ギヤ，第 1 の被駆動ギヤ）
- 7 4 サイドギヤ（被駆動ギヤ，第 2 の被駆動ギヤ）
- 7 5 ピニオンギヤ（駆動ギヤ）
- 7 5 a, 7 5 b 歯面
- 7 8 前輪駆動軸（第 1 の駆動軸）
- 7 9 前輪駆動軸（第 2 の駆動軸）
- 8 1 多板クラッチ（摩擦発生部材，第 1 の摩擦発生部材，摩擦クラッチ）
- 8 2 多板クラッチ（摩擦発生部材，第 2 の摩擦発生部材，摩擦クラッチ）
- 9 1 フロントディファレンシャル装置（ディファレンシャル装置）
- 9 2 ディファレンシャルケース
- 9 3 サイドギヤ（被駆動ギヤ，第 1 の被駆動ギヤ）
- 9 4 サイドギヤ（被駆動ギヤ，第 2 の被駆動ギヤ）
- 9 5 テーパリング（摩擦発生部材）
- 9 6 スラストワッシャ（摩擦低減部材）

【書類名】

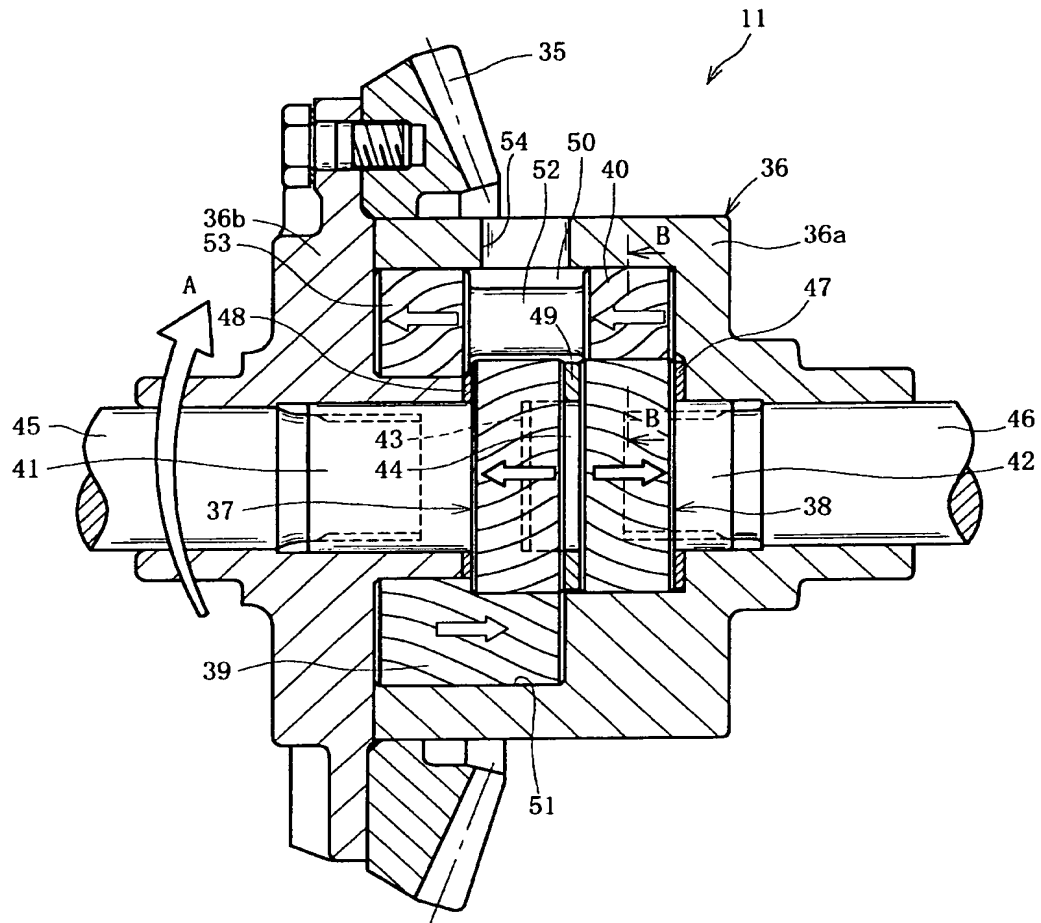
図面

【図 1】



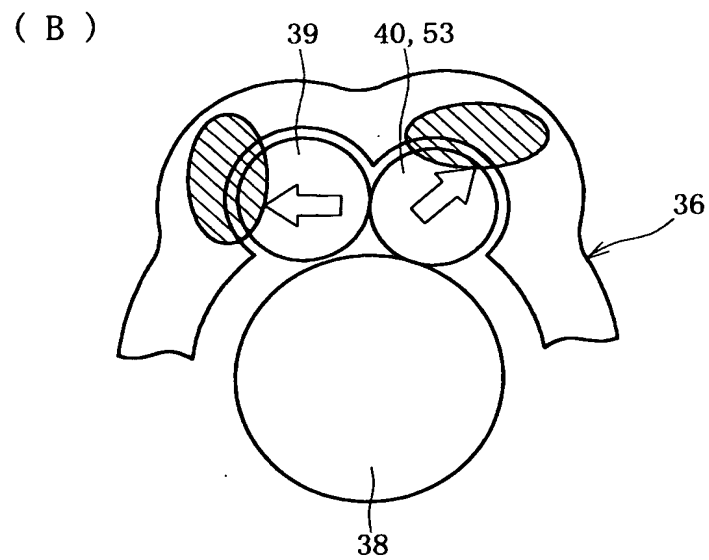
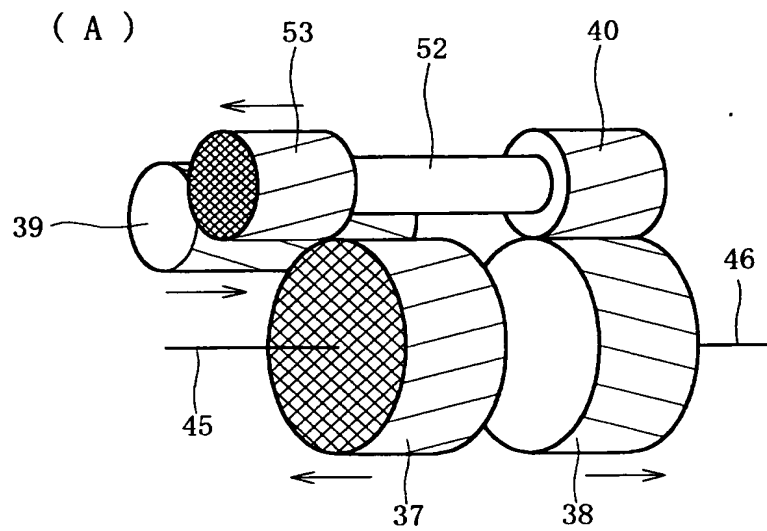
【図 2】

図 2

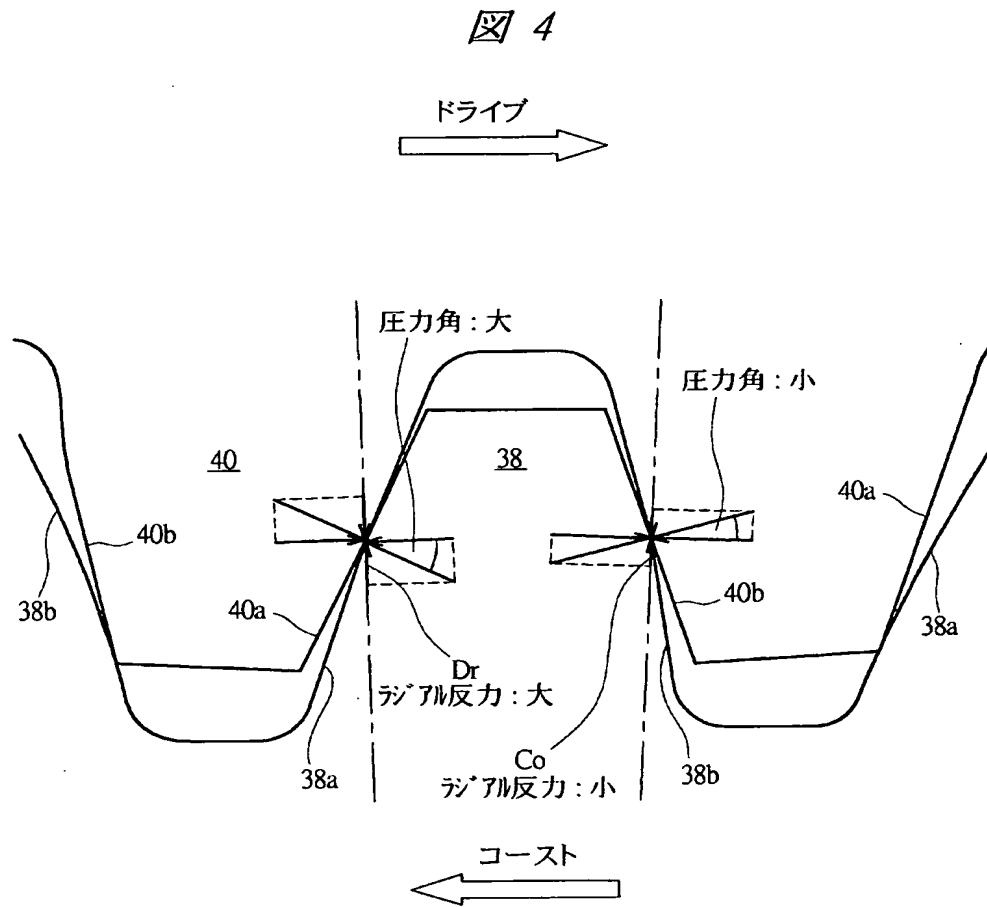


【図 3】

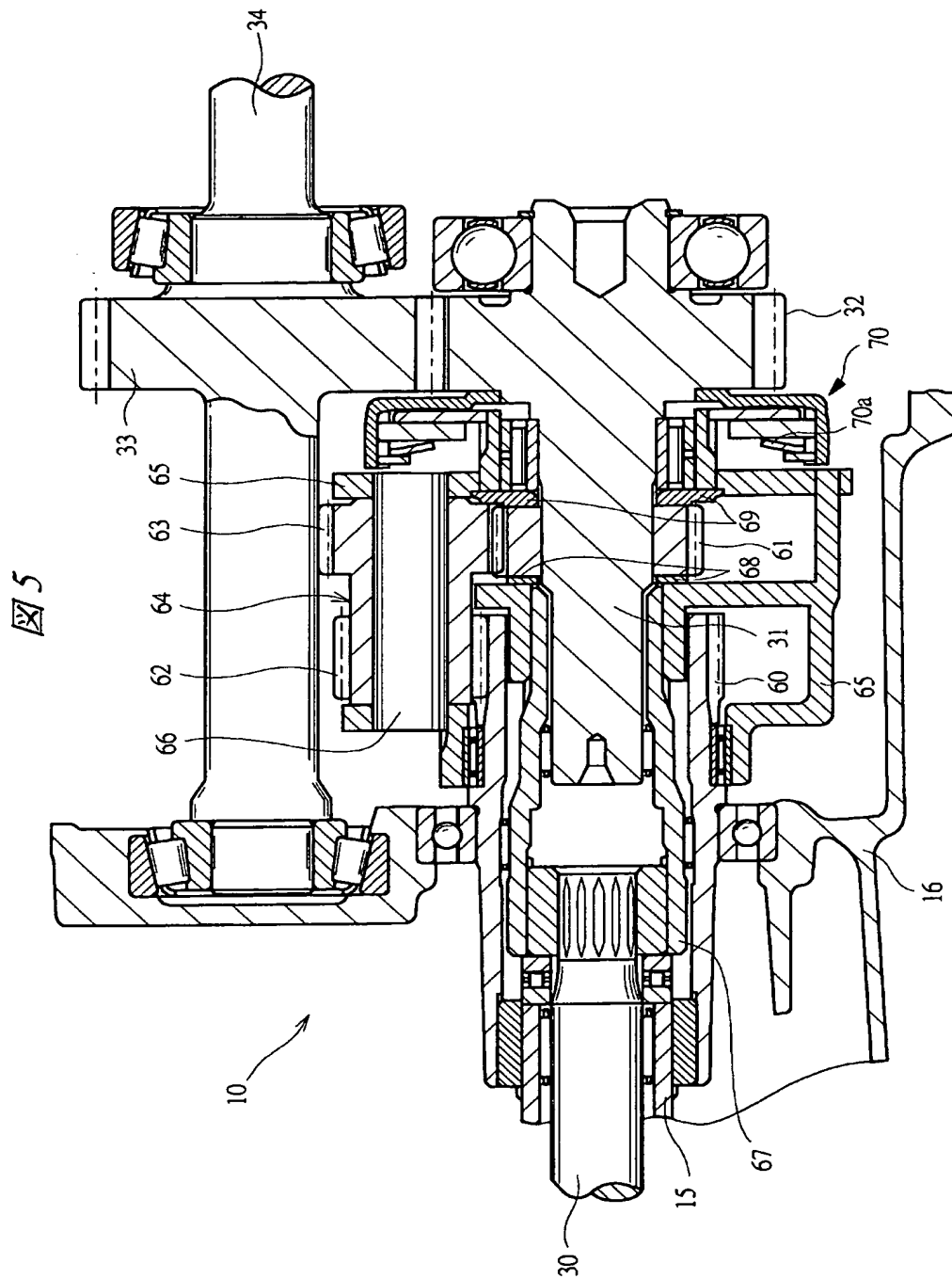
図 3



【図 4】

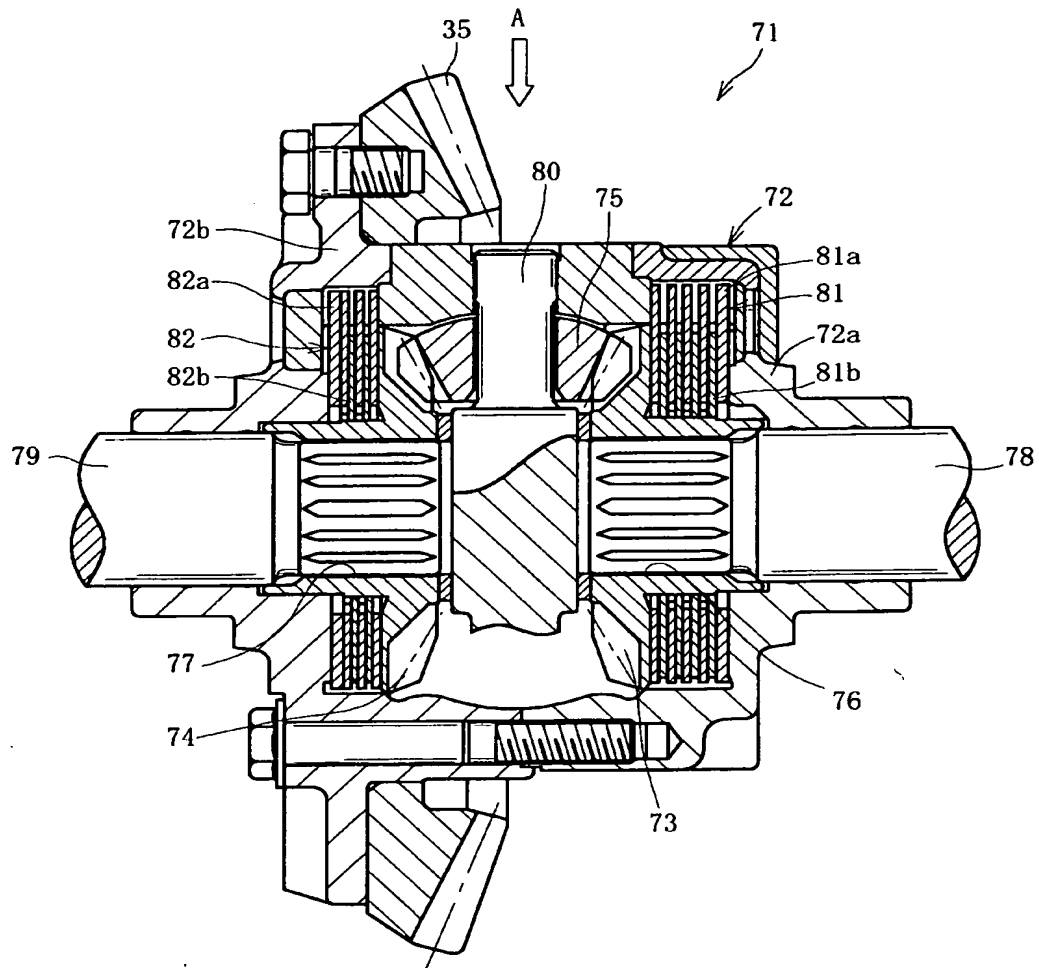


【図 5】



【図 6】

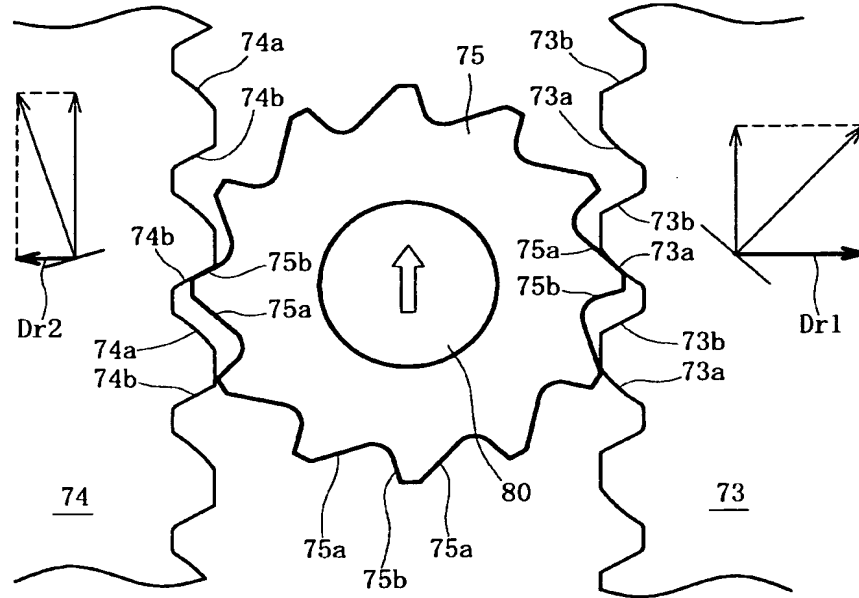
図 6



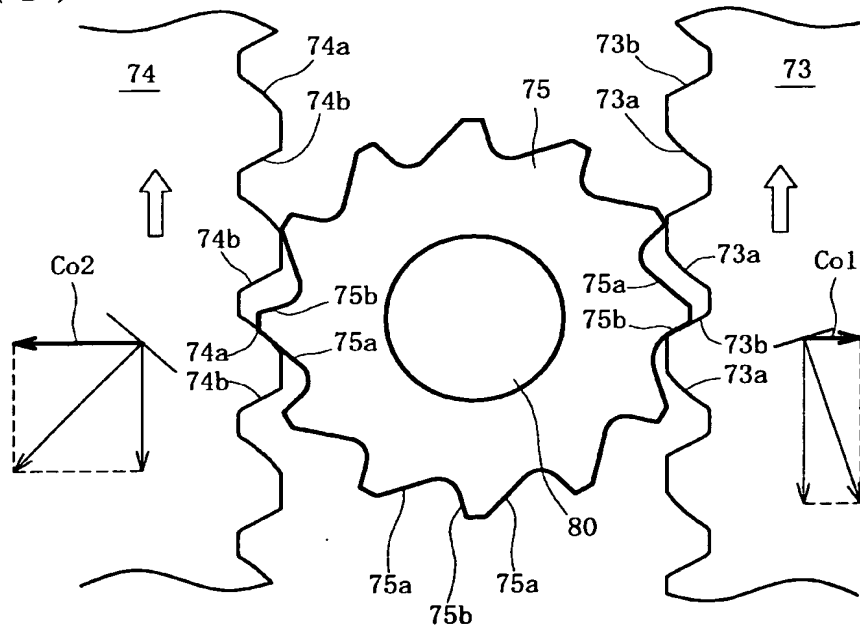
【図 7】

図 7

(A)

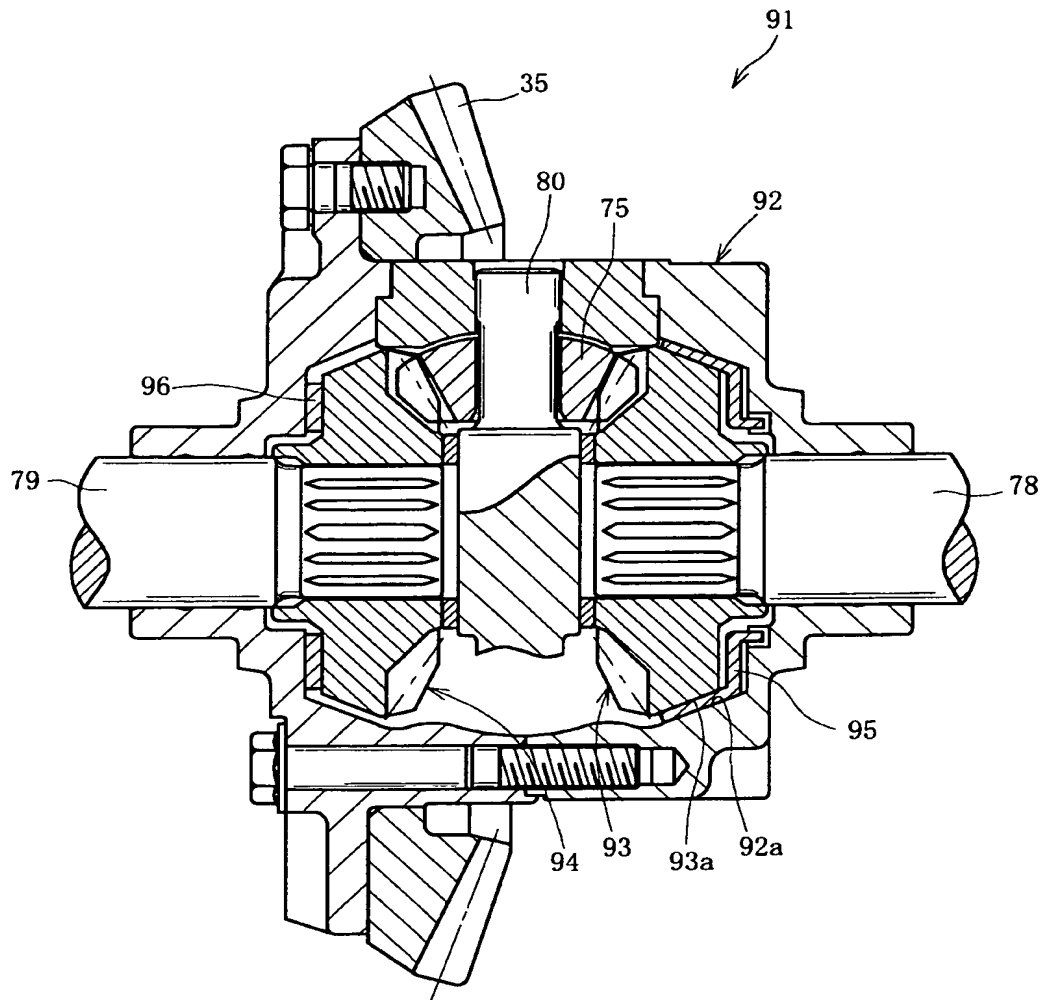


(B)



【図 8】

図 8



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ドライブ時とコースト時との差動制限力に差を生じさせる。

【解決手段】 このディファレンシャル装置は、回転駆動されるディファレンシャルケースを備える。このディファレンシャルケースには、動力を分配する駆動軸のそれぞれに連結される一対のサイドギヤと、一対のサイドギヤに噛み合うピニオンギヤとが収容される。ピニオンギヤの隣り合う歯面を相互に異なる圧力角に形成し、ピニオンギヤとサイドギヤとの噛み合い方向に応じて異なる大きさの噛み合い反力 D_r 、 C_o を発生させる。この噛み合い反力 D_r 、 C_o によりドライブ時とコースト時との差動制限力をそれぞれ発生させ、ドライブ時とコースト時との差動制限力に差を生じさせる。

【選択図】 図 4

特願 2 0 0 3 - 0 7 4 4 3 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 5 3 4 8]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 9 日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号

氏 名

富士重工業株式会社